

文章编号 1004-924X(2017)02-0417-08

小孔节流静压支承轴承力学性能的数值建模

李一飞, 尹益辉*

(中国工程物理研究院总体工程研究所, 四川 绵阳 621900)

摘要: 为了讨论小孔节流空气静压支承轴承的节流器尺寸, 气膜厚度与供气压力等轴承参数对轴承力学性能的影响。针对圆柱腔小孔节流静压支承止推轴承, 首先进行了轴承间隙流场的数值仿真与分析, 其中以小孔尺寸, 气腔尺寸, 供气压力及气膜厚为设计变量, 利用正交实验设计的基本原理构造正交表, 通过对轴承间隙流场的数值计算进行采样以获取轴承的承载力与刚度; 其次在设计变量范围内基于径向神经网络模型建立承载力与刚度的分析数学模型, 在该分析模型中全面考虑了各轴承参数的作用, 同时考虑了轴承间隙的流场结构对力学性能的影响, 得到的模型经过拟合校验以证明具有足够的精度; 最后基于该分析模型讨论了小孔与气腔尺寸对轴承承载力与刚度的影响, 为工程设计提供了参考。

关键词: 静压支承轴承; 力学性能; 正交实验设计; 径向神经网络模型

中图分类号: TH133.36 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20172402.0417

Numerical modeling of mechanical performances of aerostatic bearing with orifice-type restrictor

LI Yi-fei, YIN Yi-hui*

(Institute of Systems Engineering, China Academy of Engineering Physics,
Mianyang 621900; China)

* Corresponding author, E-mail: yinyhcaep@yeah.net

Abstract: To discuss the impact of bearing parameters, including the restrictor size, air film thickness and air supply pressure, on mechanical performance of the orifice restricted aerostatic bearing. Firstly, taking the orifice restricted hydrostatic thrust bearing with cylindrical chamber for an example, carried out a numerical simulation and analyzed in the bearing clearance flow field, in which the orifice size, air chamber size, air supply pressure and air film thickness were taken as the design variables, established an orthogonal array by utilizing the basic principle of orthogonal experimental design, and then took samples through numerical calculation of the bearing clearance flow field to obtain load carrying capacity and stiffness of the bearing; secondly, built an analysis mathematical model for load capacity and stiffness, in which the functions of each parameter and the impact of flow field structure on the mechanical performance were taken into consideration, within the range of design variables based on the radial basis functions model, and the obtained model was proved with sufficient precision through fitting verification; finally, analyzed the impact of orifice size and air chamber size on load capacity and stiffness of the bear-

收稿日期: 2016-08-15; 修订日期: 2016-10-20.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No. 11572298)

ing, which provided a reference for engineering design.

Key words: aerostatic bearing; mechanical performance; orthogonal experimental design; radial basis functions model

1 引言

静压支承轴承由外部气源提供气压,在轴承间隙形成具有承载能力的润滑气膜,从而支承被支承件。由于采用气体润滑,该类轴承具有速度高、精密度高、摩擦损耗小等优点,被广泛应用于超精密加工与测量仪器中^[1]。静压支承轴承具有多种节流方式。其中,小孔节流因采用的小孔节流器制造简单,可维护性好而获得了广泛应用。小孔节流静压支承轴承的力学性能直接影响到相关仪器的测量能力与精度,与节流器尺寸、供气压力和气膜厚度等轴承参数密切相关^[2-3]。因此,准确分析轴承力学性能与设计参数间的关系,需在设计阶段选取合适的参数,使轴承具有最佳的力学性能。

关于静压支承轴承的力学性能,国内外学者通过理论分析、数值模拟与实验测试进行了研究^[4-5]。李运堂^[6]以单参数变化的方式讨论了轴承参数对小孔节流静压支承止推轴承承载力、刚度及气体流量的影响。在小孔节流器中可根据要求选择不同的气腔形状^[7-9],陈学东^[10]基于无腔及圆柱腔、球形腔小孔节流静压轴承,讨论了气腔形状的影响,认为采用相对气容较大的圆柱腔时轴承具有最佳的力学性能。静压支承轴承的间隙流场中存在复杂的流场结构,其特性直接影响其力学性能。Eleshaky^[11]分析了气膜入口处的压力突降现象,将其归结于超音速区的形成,并分析了流场中膨胀波与激波的形成过程。Yoshimura^[12]分析了轴承间隙流场中的湍流流动对力学性能的影响。Aoyama^[13]分析了空气静压支承导轨的微振动现象,将其产生归结为流场中漩涡的形成。可以看出,轴承间隙的流场具有较为复杂的特性,而轴承参数直接影响这些特性,从而决定力学性能。因此,全面的考虑各轴承参数与流场特性的影响,在力学性能的分析中至关重要。

静压支承轴承力学性能的解析求解方法^[14-15]主要用于无腔小孔节流静压轴承,需假设流动为无黏层流,满足绝热或等温条件,且需要引入一维

流假设以简化控制方程组。由于这些假设的引入,使求解存在一定误差,并且不能全面考虑各轴承参数的影响,例如,在流量计算中由于采用了无黏假设,忽略小孔长度的影响,然而研究表明小孔长度对力学性能存在影响^[6]。并且当采用带腔小孔节流器时,由于气腔深度远大于气膜厚度,一维流假设已不适用,导致该解析求解方法无法使用。本文以单孔圆柱腔小孔节流静压支承止推轴承为研究对象,考虑各轴承参数的影响,首先基于正交试验设计的基本原理构造正交表,进行样本采集与流场分析;其次基于径向基神经网络(Radial Basis Functions, RBF)模型建立轴承承载力与刚度的分析数学模型,由于在采样中考虑了完整的三维流场及湍流流动,因此分析精度较高。在工程设计中较关注带腔小孔节流器的小孔与气腔尺寸对轴承力学性能的影响,基于得到的分析模型进行了讨论。

2 轴承结构与流场计算参数

单孔圆柱腔小孔节流静压支承轴承的结构如图 1 所示,轴承直径 D 为 20 mm,其余参数均为变量,范围如下:小孔长($0.1 \text{ mm} < l < 0.5 \text{ mm}$)、孔径($0.05 \text{ mm} < d < 0.25 \text{ mm}$)、腔直径($2 \text{ mm} < U < 5 \text{ mm}$)、腔深($0.05 \text{ mm} < V < 0.3 \text{ mm}$)、气膜厚($5 \text{ }\mu\text{m} < h < 15 \text{ }\mu\text{m}$)、供气压力($0.3 \text{ MPa} < P_s < 0.7 \text{ MPa}$)。

由于流场具有旋转轴对称特性,因此选取旋转轴对称二维模型建立流场,流场边界如图 2 所示,在入口处施加供气压力,在出口处为大气压。流体为可压缩空气,动力黏度以 Sutherland 公式计算。由于轴承气腔与气膜中的流动较为复杂,存在各种尺度的漩涡^[16],因此在相关研究中采用湍流流态模拟轴承间隙中的流动。在轴承间隙流场的湍流流动数值模拟中, $k-\epsilon$ 模型获得了广泛的应用^[11],该模型为两方程湍流模型中最具代表性,且在工程应用中最为普遍的模式^[11],可较准确的模拟射流、管流、通道及喷管内的流动。因此采用 $k-\epsilon$ 模型模拟轴承间隙的流动,该模型具体形式见

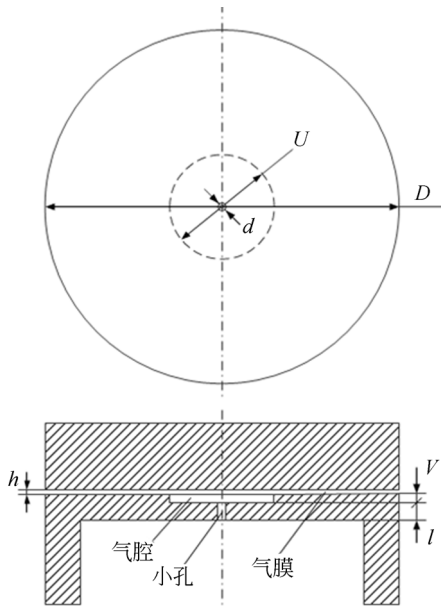


图 1 单孔圆柱腔止推轴承示意图

Fig. 1 Aerostatic bearing with a single cylindrical chamber orifice type restrictor

文献[17-18],其适用性通过与实验数据的对比进行验证。以软件 Fluent 数值求解流场控制方程组,进行流场分析并得到相应的轴承承载力与刚度。

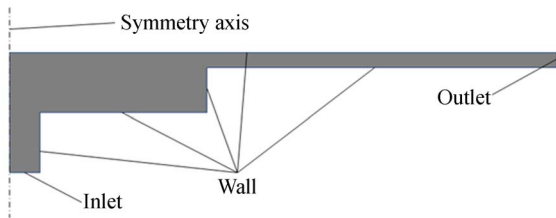


图 2 轴承流场边界示意图

Fig. 2 Boundary conditions of bearing flow field

3 数值计算校验及流场分析

为了验证数值计算的准确性,针对 Aoyama^[13]研究中的同种轴承,采用相同的轴承参数进行数值模拟获取不同气膜厚度下的承载力 W,并将结果与其实验结果进行对比,如图 3 所示,其中数值模拟与实验结果的最大误差为 8.5%,存在于气膜厚度较小的情况。误差在可接受范围内^[13],认为数值模拟具有良好的准确性。

图 4 所示为轴承取 h 为 10 μm, P_s 为 0.7 MPa, V 为 0.2 mm, U 为 4 mm, d 为 0.1 mm, l

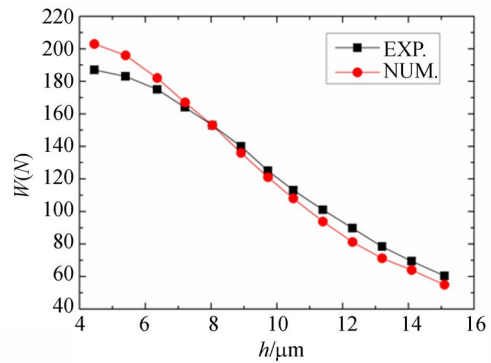
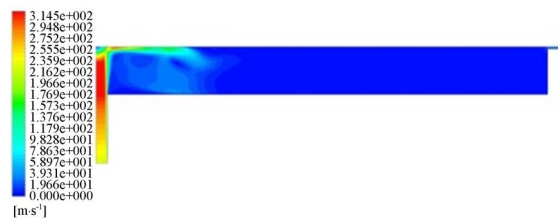


图 3 轴承承载力的数值模拟与实验结果对比

Fig. 3 Comparison between numerical and experimental results of load carrying capacity



(a) 速度云图

(a) Velocity contour



(b) 压力云图

(b) Pressure contour

图 4 轴承间隙流场结构示意图

Fig. 4 Flow structure in bearing clearance

为 0.3 mm 时节流孔,气腔与气膜入口处的流场结构。由图 4(a)可看出气体由小孔进入气腔时,由于腔容积远大于孔,会形成射流状结构,高速气体进入气腔后与止推面接触并发生偏转形成漩涡,其后由于黏性耗散的作用,气体的流速在气腔中逐渐降低,直至进入气膜。由图 4(b)可看出沿小孔存在压力降,在气腔中压力分布较均匀,而气腔压力相对于供气压力已大大降低,约等于孔后压力,在漩涡中心可观察到明显的压力降。由流场分析可以看出,轴承参数决定了压力分布等流场特性,如小孔长度与孔径决定了孔前后的压降值,由于承载力为气压在止推

面,即上表面的合压力,故流场特性分析的准确与否直接影响轴承力学性能分析的准确度。

4 正交表的建立

为研究轴承参数对力学性能的影响,根据正

交试验设计的基本原理,建立正交表 $L_{49}(7^6)$,在变量范围内考虑 6 因素 7 水平,共进行 49 组数值仿真采样,如表 1 所示。# 为试验号,各物理量的单位如前文所述。

表 1 静压支承轴承正交设计试验点

Tab.1 Orthogonal experimental design points of aerostatic bearing

#	l	d	U	V	h	P_s	#	l	d	U	V	h	P_s	#	l	d	U	V	h	P_s
1	0.1	0.05	2	0.05	5	0.3	18	0.25	0.15	4.5	0.3	5	0.35	35	0.35	0.25	3.5	0.2	14	0.7
2	0.1	0.08	2.5	0.1	6	0.35	19	0.25	0.18	5	0.05	6	0.4	36	0.45	0.05	4.5	0.3	5	0.35
3	0.1	0.12	3	0.15	8	0.4	20	0.25	0.22	2	0.1	8	0.5	37	0.45	0.08	5	0.05	6	0.4
4	0.1	0.15	3.5	0.18	10	0.5	21	0.25	0.25	2.5	0.15	10	0.6	38	0.45	0.12	2	0.1	8	0.5
5	0.1	0.18	4	0.2	12	0.6	22	0.3	0.05	3.5	0.2	14	0.7	39	0.45	0.15	2.5	0.15	10	0.6
6	0.1	0.22	4.5	0.25	14	0.65	23	0.3	0.08	4	0.25	15	0.3	40	0.45	0.18	3	0.18	12	0.65
7	0.1	0.25	5	0.3	15	0.7	24	0.3	0.12	4.5	0.3	5	0.35	41	0.45	0.22	3.5	0.2	14	0.7
8	0.15	0.05	2.5	0.15	10	0.6	25	0.3	0.15	5	0.05	6	0.4	42	0.45	0.25	4	0.25	15	0.3
9	0.15	0.08	3	0.18	12	0.65	26	0.3	0.18	2	0.1	8	0.5	43	0.5	0.05	5	0.05	6	0.4
10	0.15	0.12	3.5	0.2	14	0.7	27	0.3	0.22	2.5	0.15	10	0.6	44	0.5	0.08	2	0.1	8	0.5
11	0.15	0.15	4	0.25	15	0.3	28	0.3	0.25	3	0.18	12	0.65	45	0.5	0.12	2.5	0.15	10	0.6
12	0.15	0.18	4.5	0.3	5	0.35	29	0.35	0.05	4	0.25	15	0.3	46	0.5	0.15	3	0.18	12	0.65
13	0.15	0.22	5	0.05	6	0.4	30	0.35	0.08	4.5	0.3	5	0.35	47	0.5	0.18	3.5	0.2	14	0.7
14	0.15	0.25	2	0.1	8	0.5	31	0.35	0.12	5	0.05	6	0.4	48	0.5	0.22	4	0.25	15	0.3
15	0.25	0.05	3	0.18	12	0.65	32	0.35	0.15	2	0.1	8	0.5	49	0.5	0.25	4.5	0.3	5	0.35
16	0.25	0.08	3.5	0.2	14	0.7	33	0.35	0.18	2.5	0.15	10	0.6							
17	0.25	0.12	4	0.25	15	0.3	34	0.35	0.22	3	0.18	12	0.65							

在分析前针对各设计变量进行归一化处理,如(1)所示, x_{\max} 与 x_{\min} 分别为设计变量上下限:

$$x = (x - x_{\min}) / (x_{\max} - x_{\min}). \quad (1)$$

对正交表中的各设计点 $\mathbf{x} = (l, d, U, V, h, P_s)$, 通过数值模拟得到相应的承载力与刚度, 基于样本点与样本值并利用 RBF 模型进行拟合, 进而进行轴承力学性能的分析。

5 基于 RBF 模型的轴承力学性能研究

选用 Hardy^[19] 提出的径向基神经网络 (RBF) 模型研究轴承承载力、刚度与设计变量间的关系, 基于 RBF 模型的插值函数为:

$$F(\mathbf{x}) = \sum_{j=1}^N \alpha_j \phi_j(\mathbf{x}) + \alpha_{N+1}. \quad (2)$$

$F(\mathbf{x})$ 表示需获取的轴承力学性能, α 向量为未知系数, $\phi_j(\mathbf{x}) = \phi_j(\|\mathbf{x} - \mathbf{x}_j\|)$ 为径向基函数, 系数 c 在拟合中通过最小化残差得到:

$$\phi(\mathbf{x}) = \|\mathbf{x} - \mathbf{x}_j\|^c. \quad (3)$$

针对正交表中的各样本点 \mathbf{x}_i , 通过计算, 进行流场分析与采样, 获取承载力与刚度, 把相应的值代入式(2), 利用内插法, 求解如式(4)的方程组, 其中 y_i 表示样本值, 为了改善数值拟合的稳定性与精度, 在模型中引入常数项^[20] α_{N+1} , 并引

入约束^[19] $\sum_{j=1}^N \alpha_j = 0$, 使内插求解方程组封闭:

$$\begin{cases} \sum_{j=1}^N \alpha_j \phi_j(\mathbf{x}_i) + \alpha_{N+1} = y_i, i = 1, \dots, N \\ \sum_{j=1}^N \alpha_j = 0 \end{cases}. \quad (4)$$

通过式(4)可获取 α 列阵, 再将其代入式(2)

中即求得针对承载力 W 或刚度 S 的插值函数。获取的 α 列阵如表 2 所示, c 为 2.87。利用 R_c^2 系数校验模型拟合精度,针对 W 的拟合,系数值为

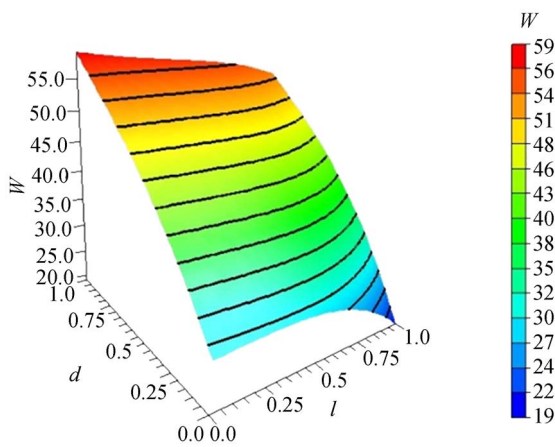
0.977,针对 S 的拟合,系数值为 0.931,均大于 0.9,为高精度拟合。

表 2 基于 RBF 模型的 α 列阵

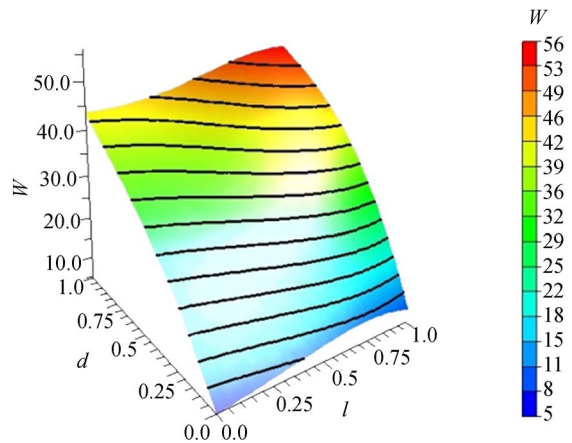
Tab. 2 α array based on the RBF model

α	W	S	α	W	S	α	W	S
α_1	11.885 2	2.727 9	α_{35}	-5.872 0	-0.855 7			
α_2	-3.208 9	-3.330 8	α_{36}	-33.201 9	-8.607 8			
α_3	-0.289 9	2.837 1	α_{37}	195.343 1	53.626 4			
α_4	18.969 8	3.656 1	α_{38}	31.486 9	-12.887 3			
α_5	18.339 7	5.122 3	α_{39}	-2.101 1	-0.656 4			
α_6	-3.447 2	-3.193 9	α_{40}	5.558 1	-7.080 5			
α_7	-0.177 1	1.863 6	α_{41}	30.589 0	4.100 3			
α_8	-18.864 8	-2.815 1	α_{42}	-13.713 1	1.647 4			
α_9	37.184 8	11.883 6	α_{43}	-136.577 8	-28.813 8			
α_{10}	-4.937 8	-6.136 7	α_{44}	-8.284 4	6.833 0			
α_{11}	17.306 6	-1.699 6	α_{45}	-0.388 0	4.953 0			
α_{12}	-12.338 0	-5.275 7	α_{46}	-16.320 4	2.183 0			
α_{13}	-5.505 0	2.971 0	α_{47}	-27.561 0	-4.622 4			
α_{14}	6.759 3	0.870 1	α_{48}	16.038 3	-0.529 2			
α_{15}	-59.012 9	-15.036 0	α_{49}	-7.202 9	-0.346 7			
α_{16}	-86.145 1	4.029 8	α_{50}	77.765 7	5.101 7			
α_{17}	0.321 7	6.805 9						
α_{18}	-2.236 7	36.096 8						
α_{19}	-10.525 9	-11.152 3						
α_{20}	-53.555 6	11.973 4						
α_{21}	-7.601 3	-4.399 0						
α_{22}	92.644 7	0.014 6						
α_{23}	-100.375 3	-6.335 4						
α_{24}	-30.129 7	-76.304 5						
α_{25}	12.671 9	19.291 0						
α_{26}	21.575 5	-23.127 2						
α_{27}	-0.218 5	-14.837 9						
α_{28}	4.051 2	-4.302 1						
α_{29}	83.896 5	0.150 4						
α_{30}	75.493 1	52.024 6						
α_{31}	-61.051 3	-37.368 1						
α_{32}	-17.907 0	14.565 7						
α_{33}	47.651 2	15.782 0						
α_{34}	0.984 0	13.734 1						

基于拟合模型可获取承载力、刚度与设计变量的关系,在圆柱腔小孔节流静压支承轴承的设计中常关注节流孔尺寸或腔尺寸的选取。保持供气压力为 0.5 MPa,膜厚为 10 μm ,图 5 所示分别为



(a)采用最大气腔尺寸时承载力与小孔尺寸的关系
(a) Relationship between orifice size and load carrying capacity with the maximum air chamber



(b)采用最小气腔尺寸时承载力与小孔尺寸的关系
(b) Relationship between orifice size and load carrying capacity with the minimum air chamber

图 5 承载力与小孔尺寸关系图

Fig. 5 Relationship between orifice size and load carrying capacity

采用最大与最小腔尺寸(U, V 变量组合)下承载力随孔径 d 与孔长 l 的变化关系,图中各变量均已进行了归一化处理。可见孔径对承载力影响较大,同时,孔长也存在影响,且在腔尺寸改变时承载力与孔长的单调性关系发生变化。图 6 所示为最大腔尺寸下刚度随孔尺寸的变化规律,可见存在鞍点,随孔长或孔径的增加,刚度存在最小值。故由以上分析可知,小孔的长度与直径对轴承力学性能都有影响,在传统的无腔小孔节流静压支承轴承的解析计算中忽视孔长的影响,会对分析结果造成误差。

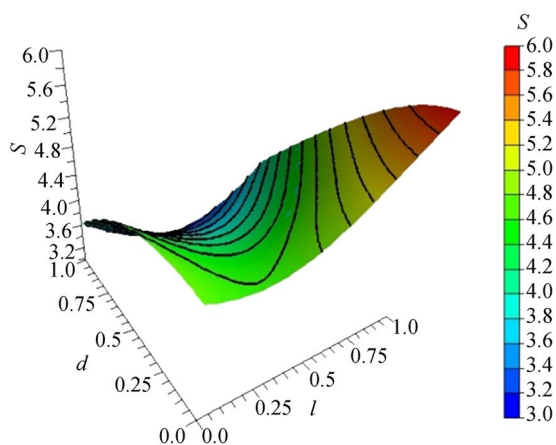
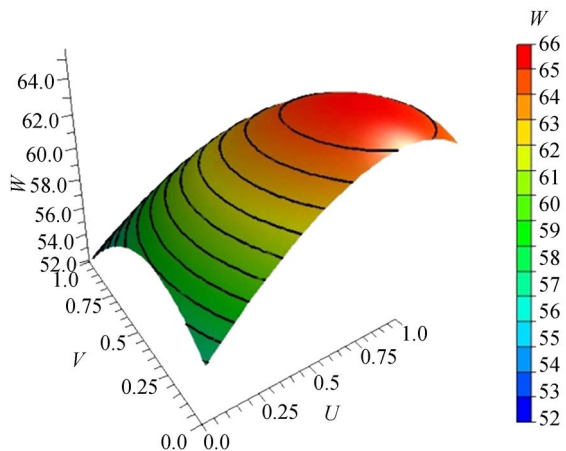


图 6 刚度随小孔尺寸变化图

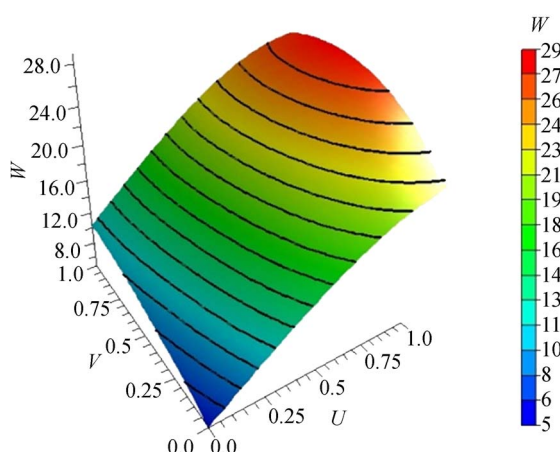
Fig. 6 Relationship between orifice size and stiffness

图 7 所示为采用最大与最小的小孔尺寸时承载力随气腔尺寸的变化规律,可看出,在孔尺寸较大时,最大承载力倾向于出现在腔直径较大,而腔



(a)采用最大孔尺寸时承载力随气腔尺寸变化图

(a) Relationship between chamber size and load carrying capacity with the maximum orifice



(b)采用最小孔尺寸时承载力随气腔尺寸变化图

(b) Relationship between chamber size and load carrying capacity with the minimum orifice

图 7 承载力随气腔尺寸变化图

Fig. 7 Relationship between chamber size and load carrying capacity

深较小的设计点,而孔尺寸较小时,最大承载力易于出现在腔直径与腔深都较大的设计点,这是在腔容积与孔容积的比例发生变化时引起气腔内压力分布规律变化而引起的。由图 8 可见刚度随气腔尺寸的变化趋势,在腔尺寸较大时刚度较大。

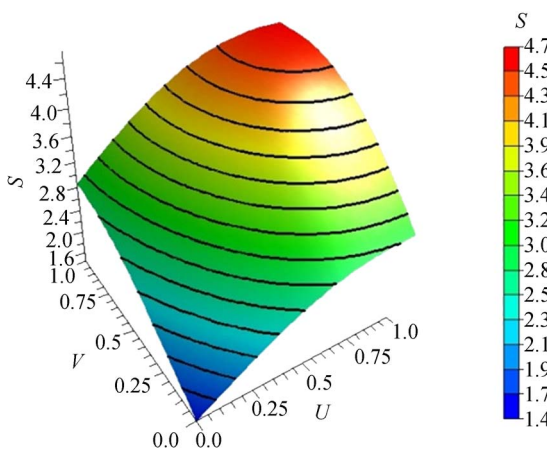


图 8 刚度随气腔尺寸变化图

Fig. 8 Relationship between chamber size and stiffness

5 结 论

本文研究了圆柱腔小孔节流静压支承轴承的力学性能,考虑小孔尺寸、气腔尺寸及供气压力、气膜厚度对轴承承载力与刚度的影响,基于径向基

神经网络模型得到了相应的分析模型,并在综合考虑各设计参数的情况下对轴承的力学性能进行了分析,可以得到以下结论:基于径向基神经网络模型并通过数值仿真进行采样,从而建立以轴承参数表达的力学性能分析模型,在技术上可行且具有较高精度,由数值模拟与实验结果的对比可看出数值模拟具有足够的仿真精度,而在径向基神经网络模型的拟合中,承载力的拟合校验系数为0.977,刚度的拟合校验系数为0.931,均大于0.9,为高精度拟合。小孔的孔径与长度对轴承力

学性能都有影响,虽然孔长相对于孔径的影响小,但在分析中忽略孔长的作用会造成误差。气腔大小对轴承力学性能的影响较为明显。综合而言,气腔较大时轴承的承载力与刚度性能较好。轴承承载力在设计变量范围具有较强的单调性,并且一般随供气压力,小孔孔径及腔直径增加而增加,随气膜厚增加而减小,但刚度不具有单调性,因此,在轴承设计中,应当基于得到的分析模型并综合利用最优化原理进行优化设计,得到合适的变量组合以获取最佳的力学性能。

参考文献:

- [1] 张恩忠,赵继,冀世军,等. 基于正交与插值算法的精密抛光平台综合误差建模与补偿[J]. 光学精密工程, 2015, 23(12): 3423-3429.
ZHANG EN ZH, ZHAO J, JI SH J, *et al.*. Comprehensive error modeling and compensation for precision polishing platform based on orthogonal experiment and interpolation algorithm [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 23(12): 3423-3429. (in Chinese)
- [2] 夏毅敏,王洋,胡均平,等. 节流器结构参数对Nanosys-1000液体静压导轨承载特性的影响[J]. 光学精密工程, 2015, 23(9): 2587-2594.
XIA Y M, WANG Y, HU J P, *et al.*. Influence of restrictor structural parameters on load-bearing characteristics of Nanosys-1000 hydrostatic guideway [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 23(9): 2587-2594. (in Chinese)
- [3] 陈琦,陈斌,蔡黎明. 均匀槽对空气静压轴承微振动的影响[J]. 光学精密工程, 2014, 22(12): 3354-3359.
CHEN Q, CHEN B, CAI L M. Effect of equalizing groove on small vibration of aerostatic bearings [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(12): 3354-3359. (in Chinese)
- [4] GAO S Y, CHENG K, CHEN SH J, *et al.*. CFD based investigation on influence of orifice chamber shapes for the design of aerostatic thrust bearings at ultra-high speed spindles [J]. *Tribology Int*, 2015, 92: 211-221.
- [5] BELFORTE G, RAPARELLI T, TRIVELLA A, *et al.*. CFD analysis of a simple orifice-type feeding system for aerostatic bearings [J]. *Tribol Lett.*, 2015, 58(2): 1-8.
- [6] LI Y T, DING H. Influences of the geometrical parameters of aerostatic thrust bearing with pocketed orifice-type restrictor on its performance [J]. *Tribology Int*, 2007, 40: 1120-1126.
- [7] CHANG SH, CHAN CW, JENG YR. Numerical analysis of discharge coefficients in aerostatic bearings with orifice-type restrictors [J]. *Tribology Int*, 2015, 90: 157-163.
- [8] AKHONDZADEH M, VAHDATI M. Study of variable depth air pockets on air spindle vibrations in ultra-precision machine tools [J]. *Int J Adv. Manuf. Technol.*, 2014, 73: 681-686.
- [9] DU J J, ZHANG G Q, LIU T, *et al.*. Improvement on load performance of externally pressurized gas journal bearings by opening pressure-equalizing grooves [J]. *Tribology Int.*, 2014, 73: 156-166.
- [10] CHEN X D, HE X M. The effect of the recess shape on performance analysis of the gas-lubricated bearing in optical lithography [J]. *Tribology Int.*, 2006, 39: 1336-1341.
- [11] ELESKAKY M E. CFD investigation of pressure depressions in aerostatic circular thrust bearings [J]. *Tribology Int.*, 2009, 42: 1108-1117.
- [12] YOSHIMURA T, HANAFUSA T, KITAGAWA T, *et al.*. Clarifications of the mechanism of nano-fluctuation of aerostatic thrust bearing with surface restriction [J]. *Tribology Int.*, 2012, 48: 29-34.
- [13] AOYAMA T, KAKINUMA Y, KOBAYASHI Y. Numerical and experimental analysis for the small vibration of aerostatic guideways [C]. *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, 2006, 55: 419-422.
- [14] 刘曦,刘育华,陈世杰. 静压气体润滑[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1990.
LIU T, LIU Y H, CHEN SH J. *Externally Pres-*

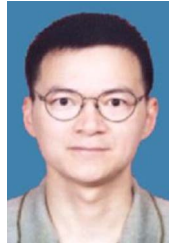
- surized Gas Lubrication* [M]. Harbin: Harbin Institute of Technology Press, 1990. (in Chinese)
- [15] LI Y T, DING H. A simplified calculation method on the performance analysis of aerostatic thrust bearing with multiple pocketed orifice-type restrictors [J]. *Tribology Int.*, 2012, 56: 66-71.
- [16] ZHU J CH, CHEN H, CHEN X D. Large eddy simulation of vortex shedding and pressure fluctuation in aerostatic bearings [J]. *J. Fluid Struct.*, 2013, 40: 42-51.
- [17] KHAN Z, JOSHI J B. Comparison of k- ϵ , rsm and les models for the prediction of flow pattern in jet loop reactor [J]. *Chem. Eng. Sci.*, 2015, 127: 323-333.
- [18] 赵松年, 于允贤. 湍流问题十讲: 理解和研究湍流的基础[M]. 北京: 科学出版社, 2016.
- ZHAO S N, YU Y X. *Ten Lectures on the Fluid Turbulence Essentials of Understanding Turbulence* [M]. Beijing: Science Press, 2016. (in Chinese)
- [19] HARDY R L. Theory and applications of the multiquadric-biharmonic method 20 years of discovery 1968-1988 [J]. *Computers Math. Applic.*, 1990, 19(8 - 9): 163-208.
- [20] BROOMHEAD D S, LOWE D. Multivariable functional interpolation and adaptive networks [J]. *Complex Syst.*, 1988, 2(3): 321-355.

作者简介:



李一飞(1988-),男,青海西宁人,博士研究生,2011年于西安交通大学获得学士学位,2014年于北京航空航天大学获得硕士学位,主要从事静压支承轴承的设计与优化研究。E-mail: liyifei@buaa.edu.cn

导师简介:



尹益辉(1965-),男,四川江油人,博士,研究员,博士生导师,2001年于中国工程物理研究院获得博士学位,主要研究方向为结构优化设计。E-mail: yinyh@caep.ac.cn